

УДК 629.782.519.711

В. Н. ПАНЧЕНКО, кандидат технических наук доцент, А. Ю. БАЛАКИН, кандидат технических наук доцент Самарский государственный университет путей сообщения, г. Самара, Российская Федерация

## ОПТИМИЗАЦИЯ НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ ДИЗЕЛЕЙ

Предложена оценка эффективного эксплуатационного расхода топлива с учетом массы тепловоза и его сопротивления движению. Приведен вывод целевой функции, которая представляет собой дифференциальное уравнение в частных производных, для определения экстремального значения КПД перевозочной работы. Представлена математическая модель для оценки качества работы топливоподающей аппаратуры. Математическая модель позволяет установить связь между особенностями протекания гидродинамических процессов и основными конструктивными параметрами топливной аппаратуры.

**Ш**ирокая программа экономического и социального развития страны требует большого количества сырьевых, топливно-энергетических и других материальных ресурсов, добыча и перевозка которых обходятся все дороже. В связи с высокими энергозатратами промышленности и транспорта потребности в топливно-энергетических ресурсах непрерывно возрастают.

Железнодорожный транспорт является одним из самых крупных потребителей топливно-энергетических ресурсов; на его долю приходится более 18 % от общего потребления энергоресурсов всеми видами транспорта. Для пассажиро- и грузоперевозок железные дороги расходуются около 6 % всей произведенной электроэнергии и около 20 % топлива.

Затраты на проведение мероприятий по экономии топлива в 2–3 раза ниже затрат на его добычу и транспортировку к местам потребления.

Можно выделить две основные группы факторов, определяющих экономичность тепловозов, – конструктивные и эксплуатационные. Экономичность тепловозов, как и других транспортных средств, закладывается в процессе создания, а также зависит от условий эксплуатации, режимов работы, системы эксплуатационно-ремонтного обслуживания.

Основной задачей при оптимизации работы дизелей тепловозов является выбор и обоснование критерия качества или целевой функции. В большинстве исследований по оптимизации работы дизелей тепловозов в качестве критерия принимается минимум расхода топлива  $W = B \Rightarrow \min$ .

Предлагалось рассчитывать сравнительную эффективность тепловозной тяги и оценивать качество работы дизелей по удельному эффективному расходу топлива  $g_{em}$  в заданном режиме эксплуатации:

$$W = g_{em} = \frac{\sum_1^n b_{ei} P_{ei} \tau_i}{\sum_1^n P_{ki} \tau_i} \Rightarrow \min, \quad (1)$$

где  $P_{ei}$  – эффективная мощность дизеля на  $i$ -й позиции контроллера;  $b_{ei}$  – удельный эффективный расход топлива при реализации  $P_{ei}$  на  $i$ -й позиции контроллера машиниста;  $\tau_i$  – относительное время работы на  $i$ -й позиции;  $n$  – число позиций контроллера.

Эксплуатационный расход топлива по КПД тепловоза определяем как отношение суммарного расхода топлива к работе тепловоза на колесе:

$$W = g_{em}^* = \frac{\sum_1^n b_{ei} P_{ei} \tau_i}{\sum_1^n P_{ki} \tau_i} \Rightarrow \min, \quad (2)$$

где  $P_{ki}$  – мощность, реализуемая на ободу колес.

Чем выше КПД передачи и меньше затраты энергии в агрегатах, тем выше эффективность тепловоза. Переход от оценки дизеля к оценке тепловоза в целом абсолютно верен, однако нужно учесть и другие влияющие факторы: массу тепловоза и сопротивление движению [1, 2]. С учетом этих факторов критерий оценки имеет следующий вид:

$$W = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} b_{ei} P_{ei} \tau_i}{\sum_{i=1}^{i=n} P_{vi} \tau_i} \Rightarrow \min, \quad (3)$$

где  $P_{vi}$  – мощность тяги на сцепном устройстве локомотива.

Мощность тяги зависит от позиции контроллера, скорости движения и полного сопротивления движению тепловоза:

$$P_{vi} = \sum_{j=1}^{j=m} P_{vj} \tau_j = \sum_{j=1}^{j=m} (P_{ij} - P_{tpi} - P_{nij} - P_{vci} - P_{vij}) \tau_j \quad (4)$$

$$\text{Так как} \quad \sum_{j=1}^{j=m} \tau_j = 1,$$

$$P_{vi} = (P_{ij} - P_{tpi} - P_{vci}) - \sum_{j=1}^{j=m} (P_{nij} + P_{vij}) \tau_j,$$

где  $P_{nij}$  – мощность потерь в тяговой передаче при работе на  $i$ -й позиции с  $j$ -й скоростью;  $m$  – число интервалов при учете скорости движения.

При  $j$ -й скорости в режиме тяги

$$P_{vij} = v_j M_n W_j^H,$$

где  $v_j$  – скорость движения;  $W_j^H$  – полное сопротивление движению локомотива с  $j$ -й скоростью;  $M_n$  – масса локомотива.

Максимум критерия будет достигнут при максимуме КПД тепловоза на каждой позиции контроллера:

$$\frac{\partial \eta_{Ti}}{\partial P_{ij}} = 0 \quad \text{при } \omega_i = \text{const}, i = 1, 2, \dots, n, \quad (5)$$

где  $P_{ij}$  – индикаторная мощность дизеля на  $i$ -й позиции контроллера.

Для простоты попробуем отыскать максимум КПД тепловоза для любой позиции контроллера, т.е.

$$\frac{\partial \eta_{ei}^*}{\partial P_i} = 0 \text{ при } \omega_i = \text{const}, i = 1, 2, \dots, n,$$

где  $n$  – число позиций контроллера управления тепловозом. Введем следующие обозначения:

$$\eta_m = \frac{P_i - P_{тр}}{P_i}, \quad \varepsilon_{вс} = \frac{P_i - P_{тр} - P_{вс}}{P_i - P_{тр}}, \quad (6)$$

$$\varepsilon_{\tau} = \frac{P_i - P_{тр} - P_{вс} - P_{п}}{P_i - P_{тр} - P_{вс}}, \quad \varepsilon_{п} = \frac{P_i - P_{тр} - P_{вс} - P_{п} - P_{к}}{P_i - P_{тр} - P_{вс} - P_{п}}, \quad (7)$$

где  $\eta_m$  – механический КПД дизеля;  $P_{тр}$  – мощность механических потерь в дизеле;  $P_{вс}$  – мощность агрегатов тепловоза;  $P_{п}$  – мощность потерь в тяговой передаче тепловоза;  $P_{к}$  – мощность, затрачиваемая на перемещение тепловоза.

Учтем принятые обозначения и соотношение

$$\eta_{\tau} = \frac{P_i - P_{тр} - P_{вс} - P_{п}}{b_{\tau} H_u}, \quad (8)$$

где  $b_{\tau}$  – расход топлива в 1 с.

При этом получим

$$\eta_{\tau} = \eta_i \eta_m \varepsilon_{вс} \varepsilon_{\tau}. \quad (9)$$

Максимуму КПД тепловоза будет соответствовать соотношение

$$\frac{\partial \eta_i}{\partial P_i} = -\eta_i \left( \eta_m^{-1} \frac{\partial \eta_m}{\partial P_i} + \varepsilon_{вс}^{-1} \frac{\partial \varepsilon_{вс}}{\partial P_i} + \varepsilon_{\tau} \frac{\partial \varepsilon_{\tau}}{\partial P_i} \right). \quad (10)$$

Так как частные производные слагаемых правой части равенства всегда положительны, максимум КПД тепловоза будет достигнут при отрицательном значении частной производной  $\partial \eta_i / \partial P_i$ . Это означает, что для повышения КПД тепловоза всегда выгодно работать при мощностях, превышающих мощности, соответствующие наибольшему индикаторному КПД дизеля.

$$\frac{\partial \eta_e}{\partial P_e} = -\eta_e \left( \frac{\partial \varepsilon_{вс}}{\partial P_e} \varepsilon_{вс}^{-1} + \frac{\partial \varepsilon_{\tau}}{\partial P_e} \varepsilon_{\tau}^{-1} \right), \quad (11)$$

где  $\eta_e$ ,  $P_e$  – эффективный КПД и эффективная мощность дизеля.

На транспорте в качестве критерия применяется расход топлива на единицу перевозочной работы

$$W = \frac{B_{\tau}}{Qs} \Rightarrow \min, \quad (12)$$

где  $Q$  – вес состава;  $s$  – путь.

При заданном графике движения поездов на участке

с конкретным профилем пути произведение  $Qs$  является аналогом тяговой работы на сцепном устройстве тепловоза. Критерий  $W^{-1}$  с точностью до постоянной представляет собой КПД перевозочной работы.

$$W^{-1} = \frac{H_u}{w_k^H} \eta_{п} \Rightarrow \min, \quad (13)$$

где  $w_k^H$  – удельное сопротивление движению поезда при заданной скорости с учетом уклона пути.

Максимуму  $\eta_{п}$  будет соответствовать соотношение

$$\frac{\partial \eta_{п}}{\partial P_i} = -\eta_{п} \left( \frac{\partial \eta_m}{\partial P_i} \eta_m^{-1} + \frac{\partial \varepsilon_{вс}}{\partial P_i} \varepsilon_{вс}^{-1} + \frac{\partial \varepsilon_{\tau}}{\partial P_i} \varepsilon_{\tau}^{-1} + \frac{\partial \varepsilon_{п}}{\partial P_i} \varepsilon_{п}^{-1} \right). \quad (14)$$

В свою очередь на экономичность и надежность работы дизелей в значительной мере влияет и качество смесеобразования, полноты и своевременности сгорания топлива в цилиндре. При выбранном способе смесеобразования на эффективность работы дизеля оказывает влияние процесс подачи топлива в цилиндр, т.е. качество работы топливоподающей аппаратуры.

При выборе основных соотношений элементов топливной аппаратуры необходимо учитывать особенности протекания в них гидродинамических процессов. Для современных дизельных систем топливopодачи раздельного типа, состоящих из ТНВД и форсунок, соединенных топливopроводом, протекание процессов впрыскивания определяется следующими тремя безразмерными соотношениями: относительной продолжительностью геометрического активного хода плунжера  $\theta$ ; относительной объемной скоростью вытеснения топлива насосом  $N$ ; относительным геометрическим полезным объемом топлива, вытесняемым плунжером насоса,  $P$ .

При этом величина  $\Theta$  представляет собой отношение продолжительности активного хода плунжера при полностью закрытых окнах втулки к углу, соответствующему периоду прохождения по нагнетательному трубопроводу импульса давления от насоса до форсунки (импульс давления распространяется в топливе со скоростью звука), т.е.  $\Theta = \varphi_{\tau} / \varphi$ .

Преобразуем приведенное соотношение. Для этого величину  $\varphi_{\tau}$  выразим через протяженность трубопровода  $L$ , скорость распространения звука в топливе  $a$  и частоту вращения вала топливного насоса  $n_n$ :  $\varphi_{\tau} = (L/a) 6n_n$ . Тогда  $\Theta = \varphi_{\tau} a / 6n_n L$ .

Для большинства существующих систем топливopодачи величина  $\Theta$  не выходит за пределы 2–10. При изменении скоростного режима работы дизеля (его уменьшении) величина  $\Theta$  может уменьшаться в 2–3 раза. Взяв отношение расхода топлива, вытесняемого из насоса за один ход плунжера,  $G_n = f_n c_n \rho$  ( $f_n$  – площадь поперечного сечения плунжера,  $c_n$  – средняя скорость плунжера,  $\rho$  – плотность топлива), к расходу топлива, истекающего за это же время из форсунки,  $G_{\phi} = \mu f_c \sqrt{2 p_0 \rho}$  ( $\mu f_c$  – эффективное суммарное сечение сопловых отверстий;  $p_0$  – давление начала подъема иглы форсунки), получаем

$$N = \frac{f_n c_n \sqrt{\rho}}{\mu f_c \sqrt{2 p_0}}. \quad (15)$$

Для существующих систем топливоподачи  $N$  лежит в пределах 0,5–3,0, и при уменьшении частоты вращения вала топливного насоса имеет тенденцию к снижению. Относительный геометрический полезный объем топлива  $P$ , вытесняемый топливным насосом, есть коэффициент, учитывающий уменьшение подаваемого объема за счет сжимаемости топлива

$$P = \frac{V_r}{\alpha V_{сж} p_0}, \quad (16)$$

где  $V_r$  – геометрический полезный объем насоса;  $\alpha$  – коэффициент сжимаемости топлива;  $V_{сж}$  – объем нагнетательной полости системы, включающей объем топлива в надплунжерном пространстве насоса, трубопроводе и в форсунке.

Для существующих систем топливоподачи характерны значения  $P$ , равные 2–10: при работе на режимах, близких к холостому ход, последние могут уменьшаться в 5–15 раз.

Обобщение результатов экспериментальных исследований процессов топливоподачи в широком диапазоне изменения величин  $\theta$ ,  $N$  и  $P$  позволяет получить максимальные значения давления топлива в выполненных системах. Оценки показывают, что в зависимости от условий работы они лежат в пределах:

$$\frac{P_{\max}}{p_0} = 0,85(P + 1) \quad \text{при } \theta \leq 2; \quad (17)$$

$$\frac{P_{\max}}{p_0} = 0,85 \left( \frac{2P}{\theta} + 1 \right) \quad \text{при } 2 \leq \theta \leq 4; \quad (18)$$

$$\frac{P_{\max}}{p} = 1 + 0,5P(1,2\sqrt{N} - \text{при } 4 \geq \theta). \quad (19)$$

На основе выражений (17)–(19) можно утверждать, что топливопровод между насосом и форсункой наиболее существенно влияет на протекание процесса топливоподачи. Ухудшение показателей впрыскивания зависит не только от длины нагнетательного канала между объемами в насосе и в форсунке, но и от размеров сечения канала, что делает желательным уменьшение размеров проходного отверстия в трубопроводе. Однако из-за уменьшения диаметра канала в трубопроводе возникают новые нарушения в протекании процесса впрыскивания вследствие повышенного гидравлического сопротивления потоку топлива. В результате повышается давление топлива в насосе и увеличиваются механические нагрузки на элементы привода насоса и детали плунжерной пары. При этом снижается давление в форсунке, что ухудшает качество распыливания, уменьшается кинетическая энергия топливных струй, вызывая снижение качества перемешивания топлива с воздушным зарядом в цилиндре, полноты сгорания и КПД рабочего цикла двигателя. В результате увеличения скорости потока в нагнетательном канале и повы-

шения гидравлического сопротивления, помимо ухудшения соотношения давлений между насосом и форсункой, создаются предпосылки для повышенной диссипации энергии в потоке, увеличивающей температуру топлива. В топливных системах современных дизелей температура топлива по всей длине топливопровода повышается по мере форсирования систем топливоподачи по давлению впрыска. При этом значительно изменяются физические характеристики топлива. Повышение температуры топлива приводит к уменьшению его охлаждающей способности, а следовательно, к повышению уровня температур распылителя в зоне сопловых отверстий и направляющей иглы. Вследствие этого появляется склонность распылителя к нарушению нормальной работы ввиду закоксовывания отверстий распылителя или потери подвижности иглы [3].

Известны также случаи утраты подвижности плунжером топливного насоса во втулке и нагнетательного клапана в направляющей седла, связанные с нарушениями равномерности температурного поля этих прецизионных пар от воздействия обратного потока топлива в период отсечки при повышенных его температурах. Все многообразие возможных конструктивных и эксплуатационных вариантов работы топливной аппаратуры дизелей требует если не их оптимизации, то, во всяком случае, осмысления протекающих в них процессов. В настоящее время это достигается путем моделирования процессов с помощью ЭВМ. При этом естественно надо стремиться к использованию наиболее общих соотношений, базирующихся на фундаментальных законах физики.

Рассмотрим нестационарное движение жидкости в длинном канале. С целью упрощения струю жидкости будем считать плоской (пространственно двухмерной). Тогда для описания движения несжимаемой жидкости с постоянной плотностью можно использовать систему уравнений

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right); \quad (20)$$

$$\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} \right); \quad (21)$$

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0, \quad (22)$$

где  $x$ ,  $y$  – продольная и поперечная координаты (ось  $x$  расположена вдоль канала, ось  $y$  – поперек);  $u_x$ ,  $u_y$  – продольная и поперечная компоненты вектора скорости;  $p$  – давление;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости.

Рассмотрим также изотермическое неустановившееся движение несжимаемой жидкости в канале, когда  $\rho = \text{const}$  и  $\nu = \text{const}$ . Даже в этом случае аналитическое решение системы (19) вызывает определенные трудности, поэтому упростим ее на основе оценки порядка величин членов, входящих в уравнения (20) и (21).

В качестве масштаба длин выберем половину расстояния между стенками канала  $h$  (продольная длина канала  $L$  значительно больше  $h$ ), в качестве масштаба

скоростей – среднюю за период  $t_0$  скорость жидкости в канале  $v$ , в качестве масштаба давления – величину  $\rho v^2$ , в качестве масштаба времени – период процесса  $t_0$ .

Обозначим:

$$\bar{x} = x/h, \quad \bar{y} = y/h, \quad \bar{u}_x = u_x/v, \quad \bar{u}_y = u_y/v, \quad \bar{t} = t/t_0, \quad \bar{p} = p/\rho v^2. \quad (23)$$

Используя введенные безразмерные параметры, преобразуем уравнения (21)–(23):

$$\frac{v}{t_0} \cdot \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial \bar{t}} + \frac{v^2}{h} \left( \bar{u}_x \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial \bar{x}} + \bar{u}_y \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial \bar{y}} \right) = -\frac{\rho v^2}{\rho h} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \frac{v v}{h^2} \left( \frac{\partial^2 \bar{u}_x}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_x}{\partial \bar{y}^2} \right); \quad (24)$$

$$\frac{v}{t_0} \cdot \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial \bar{t}} + \frac{v^2}{h} \left( \bar{u}_x \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial \bar{x}} + \bar{u}_y \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial \bar{y}} \right) = -\frac{\rho v^2}{\rho h} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} + \frac{v v}{h^2} \left( \frac{\partial^2 \bar{u}_y}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_y}{\partial \bar{y}^2} \right); \quad (25)$$

$$\frac{v}{h} \cdot \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial \bar{x}} + \frac{v}{h} \cdot \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial \bar{y}} = 0. \quad (26)$$

Как видим, уравнение (26) отличается от уравнения (22) лишь масштабным множителем  $v/h$ . Разделим правую и левую части уравнений (24) и (25) на множитель  $v^2/h$ , при этом обозначим  $h/vt_0 = Sh$ , а  $vh/v = Re$ . Эти величины безразмерны. Их называют числами подобия. Как известно,  $Sh$  – число Струхала – мера отношения локального к конвективному ускорению в потоке;  $Re$  – число Рейнольдса – мера отношения ускорения потока к силам молекулярного трения в нем. Используя эти обозначения, перепишем уравнения:

$$Sh \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial \bar{t}} + \bar{u}_x \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial \bar{x}} + \bar{u}_y \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial \bar{y}} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 \bar{u}_x}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_x}{\partial \bar{y}^2} \right); \quad (27)$$

$$Sh \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial \bar{t}} + \bar{u}_x \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial \bar{x}} + \bar{u}_y \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial \bar{y}} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 \bar{u}_y}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_y}{\partial \bar{y}^2} \right); \quad (28)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{u}_y}{\partial \bar{y}} = 0. \quad (29)$$

Так как все величины, входящие в систему (27)–(29), являются безразмерными, представляется возможным оценить их порядок, т.е. их удельную массу в каждом из уравнений. Вполне естественно, при  $L > h$  продольные размеры в канале больше поперечных. Будем считать, что порядок продольных размеров – единичен;  $\bar{x} = 0(1)$ , давление  $\bar{p} = 0(1)$ , время  $\bar{t} = 0(1)$  и продольная скорость  $\bar{u}_x = 0(1)$ .

При таком выборе следует считать, что все поперечные параметры ( $\bar{y}$  и  $\bar{u}_y$ ) существенно меньше продольных

$$\bar{y} = 0(\delta), \bar{u}_y = 0(\delta), \text{ причем } \delta \leq 1.$$

Оценим порядок величин в уравнениях (13) и (14):

$$0 \left[ Sh \frac{1}{1} + 1 \frac{1}{1} + \delta \frac{1}{\delta} \right] = -0 \left( \frac{1}{1} \right) + 0 \left[ \frac{1}{Re} \left( \frac{1}{1} + \frac{1}{\delta^2} \right) \right]; \quad (*)$$

$$0 \left[ Sh \frac{\delta}{1} + 1 \frac{\delta}{1} + \delta \frac{\delta}{1} \right] = -0 \left( \frac{1}{\delta} \right) + 0 \left[ \frac{1}{Re} \left( \frac{\delta}{1} + \frac{\delta}{\delta^2} \right) \right]. \quad (**)$$

Левая часть уравнения (\*), как видим, единична, а в правой части в квадратных скобках наибольшую удельную массу имеет член  $1/(Re\delta^2)$ . Он несоизмеримо больше, чем  $1/Re$ , так как  $\delta < 1$ .

В уравнении (\*\*) левая часть имеет порядок  $\delta$ , что значительно меньше 1, а правая – порядок  $0(1/\delta) + 0(1/Re\delta)$ , т.е. больше  $1/Re$ . В связи с тем, что в рассматриваемой задаче числа  $Re$ , как правило, достаточно велики, то все члены в уравнении (\*\*), по крайней мере, в  $\delta$  раз меньше, чем члены в уравнении (\*).

Итак, преобразуя уравнения (27), (28) в размерные величины, в результате анализа получаем

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2}; \quad (30)$$

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0.$$

Если считать, что порядок градиента скорости не превосходит порядок поперечной компоненты вектора скорости, то уравнение движения упрощается и принимает вид

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2}. \quad (31)$$

В то же время, учитывая, что в уравнении (31) уже отсутствует поперечная координата скорости, то нет необходимости использовать уравнение сплошности ( $\partial u_x / \partial x = -\partial u_y / \partial y$ ). Таким образом, упростив исходную систему уравнений движения при изотермических условиях течения и памятуя о том, что в реальных условиях течение не изотермическое, уравнение (31) следует дополнить уравнением энергии

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\nu}{c_p} \Phi. \quad (32)$$

Здесь  $T$  – температура жидкости (топлива);  $\partial T / \partial x, \partial T / \partial y$  – продольный и поперечный градиенты температур;  $a = \lambda / \rho c_p$  – коэффициент температуропроводности жидкости (топлива);  $c_p$  – теплоемкость жидкости;  $\Phi$  – диссипативная функция Рэлея.

В случае плоского движения диссипативная функция Рэлея принимает вид  $(\partial u_x / \partial y)^2$ .

Следовательно, для плоского нестационарного не изотермического движения несжимаемой жидкости (топлива) в длинном канале имеем:

## Список литературы

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2}; \\ \frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} &= +\frac{\lambda}{\rho c_p} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\nu}{c_p} \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

Диссипативные явления, повышающие температуру потока, зависят как от поля скоростей по поперечному сечению потока, так и от вязкости жидкости, которая в существенной степени зависит от ее температуры, т.е. от результата действия диссипативных эффектов. Из-за неравномерности поля скоростей по поперечному сечению потока в круглой трубе могут возникнуть различия значений вязкости жидкости по поперечной координате потока, что в свою очередь изменит поле скоростей и приведет к изменению в распределении диссипации по сечению. Поэтому следует оценить характер возможной неравномерности поля температур и изменение вязкостных свойств потока жидкости в трубопроводе, учитывая его нестационарность, также вызванные этой неравномерностью изменения поля скоростей и диссипативных явлений [4, 5].

Получено 09.04.2015

**V. N. Panchenko, A. Iu. Balakin.** Optimization of reliability and efficiency of diesel engines.

The evaluation of effective operational fuel consumption taking into account the weight of the locomotive and its resistance to the movement is suggested. The derivation of the objective function, which is a differential equation in partial derivatives for determining the extreme value of the efficiency of transport operations is given. A mathematical model for evaluating the quality of the performance of the fuel supply apparatus is given. The mathematical model allows to establish a link between the characteristics of the flow of hydrodynamic processes and basic design parameters of the fuel equipment.

1 **Васильев, В. И.** Эксплуатационная экономичность тепловозных дизелей с учетом переходных процессов / В. И. Васильев // Тр. МИИТ. Вып. 611. – М. : Транспорт, 1978. – С. 27–34.

2 **Володин, А. И.** Пути совершенствования основных характеристик и эксплуатационных качеств дизелей магистральных тепловозов : дис. ... д-ра техн. наук. – М., 1969.

3 **Панченко, В. Н.** Повышение топливной экономичности тепловозных дизелей за счет совершенствования параметров энергетической установки : дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / В. Н. Панченко. – Самара, 2002. – 161 с.

4 **Панченко, В. Н.** Моделирование процессов топливоподачи в тепловозных дизелях / В. Н. Панченко, А. Ю. Балакин, Е. М. Плохов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Специальный выпуск: «Перспективы и направления развития транспортной системы». – Самара, 2007. – С. 225–229.

5 Оптимизация работы тепловозных дизелей. / В. Н. Панченко [и др.]. // Сборник докладов региональной научно-практической конференции, посвященной 130-летию КбшЖД «Актуальные проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». Ч. 1. – Самара : СамГАПС, 2004. – С. 33–36.